

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Jihoon KANG et al.
Title: CONTROL SYSTEM AND CONTROL METHOD FOR AUTOMATIC
TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 09/10/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-273009 filed 09/19/2002.

Respectfully submitted,

Date: September 10, 2003

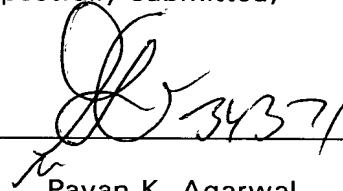
FOLEY & LARDNER

Customer Number: 22428

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

By



Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 9月19日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-273009

[ST.10/C]:

[JP2002-273009]

出 願 人

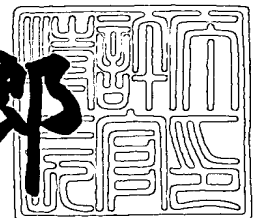
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 5月 6日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3032727

【書類名】 特許願

【整理番号】 GM0207005

【提出日】 平成14年 9月19日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/00

【発明の名称】 自動変速機の制御装置

【請求項の数】 5

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 カン ジフン

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 河村 泰孝

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 落合 辰夫

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 岡原 博文

【特許出願人】

 【識別番号】 000231350

 【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100075513

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 後藤 政喜

【選任した代理人】

 【識別番号】 100084537

 【弁理士】

【氏名又は名称】 松田 嘉夫

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 019839

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0208259

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機の制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

運転状態に応じて自動変速機の変速比を変更する変速制御手段と、
前記自動変速機へ油圧を供給する油圧供給手段と、
運転状態が所定の状態となったときに前記自動変速機に駆動力を伝達するエンジンの出力トルクを低減するエンジン出力トルク低減手段とを備えた自動変速機の制御装置において、
前記エンジン出力トルク低減手段は、
前記自動変速機の実際の変速比を検出する実変速比検出手段と、
前記油圧供給手段からの油圧を検出する油圧検出手段と、
前記実際の変速比と油圧に基づいて自動変速機が伝達可能なトルクを演算するトルク容量演算手段と、
前記自動変速機の入力トルクを演算する入力トルク演算手段と、
この入力トルクと前記伝達可能トルクの差からエンジン出力トルクの低減量を演算するトルクダウン量演算手段とを備え、
このエンジン出力トルクの低減量に応じてエンジン出力トルクを低減することを特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項 2】

前記エンジン出力トルク低減手段は、前記自動変速機の油温を検出する油温検出手段を備え、油温が予め設定した極低温域にあるときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減することを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 3】

前記エンジン出力トルク低減手段は、前記入力トルクと伝達可能トルクとを比較して、入力トルクが伝達可能トルクを超えたときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減することを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 4】

前記エンジン出力トルク低減手段は、前記極低温域のうちの低温側である超低油温域では、一定の変速比を維持し続けることを特徴とする請求項 2 に記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 5】

前記自動変速機は、プライマリプーリとセカンダリプーリで V ベルトを挟持する無段変速機であって、前記油圧検出手段が前記プライマリプーリまたはセカンダリプーリに供給される油圧を検出し、前記トルク容量演算手段は、前記プーリに供給される油圧に基づいてプーリの推力を演算し、このプーリの推力と実際の変速比から伝達可能なトルクを演算することを特徴とする請求項 1 ないし請求項 4 のいずれか一つに記載の自動変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動変速機を備えた車両の制御装置の改良に関するものである。

【 0 0 0 2】

【従来の技術】

車両の自動変速機においては、エンジンに駆動されるオイルポンプからの油圧によって、変速機構の制御を行っており、例えば、V ベルト式の変速機では、プライマリプーリ及びセカンダリプーリへ供給した油圧によって V ベルトを挟持することでトルクの伝達を行っている。

【 0 0 0 3】

この種の自動変速機では、寒冷地で長時間停車していると、作動油の油温も下がり、 -20°C を下回ることも珍しくなく、このような状況下でエンジンを始動して走行すると、速度上昇にともなって、プライマリプーリ及びセカンダリプーリへ油圧が供給されて変速が行われるが、作動油の粘度が大きくなっているために供給圧が上がらず、両プーリの V ベルトを挟持する力が不足してベルト滑りを生じる可能性がある。

【 0 0 0 4】

このため、従来は、油温が所定の極低温（－20℃以下など）になると、エンジンにトルクダウンを要求し、エンジン出力を制限して入力トルクを低下させることで、ベルトの滑りを防止している（特許文献1参照）。

【0005】

【特許文献1】

特許第2735129号公報（第5頁～第6頁）

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来例においては、最も油温が低い状態における油圧で変速機を運転した場合を想定し、エンジンに要求するトルクの低減量を予め設定した固定値としていたため、油温が上昇していくとエンジントルクの低減が過剰になってしまい、極低温時の運転性を損なうという問題があった。

【0007】

そこで、本発明は上記問題点に鑑みてなされたもので、極低温時の自動変速機の運転性を向上させることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

第1の発明は、運転状態に応じて自動変速機の変速比を変更する変速制御手段と、前記自動変速機へ油圧を供給する油圧供給手段と、運転状態が所定の状態となったときに前記自動変速機に駆動力を伝達するエンジンの出力トルクを低減するエンジン出力トルク低減手段とを備えた自動変速機の制御装置において、

前記エンジン出力トルク低減手段は、前記自動変速機の実際の変速比を検出する実変速比検出手段と、前記油圧供給手段からの油圧を検出する油圧検出手段と、前記実際の変速比と油圧に基づいて自動変速機が伝達可能なトルクを演算するトルク容量演算手段と、前記自動変速機の入力トルクを演算する入力トルク演算手段と、この入力トルクと前記伝達可能トルクの差からエンジン出力トルクの低減量を演算するトルクダウン量演算手段とを備え、このエンジン出力トルクの低減量に応じてエンジン出力トルクを低減する。

【0009】

また、第 2 の発明は、前記第 1 の発明において、前記エンジン出力トルク低減手段は、前記自動変速機の油温を検出する油温検出手段を備え、油温が予め設定した極低温域にあるときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減する。なお、極低温域は予め設定した温度領域で作動油の粘度が増大する領域に設定される。

【 0 0 1 0 】

あるいは、前記エンジン出力トルク低減手段は、前記自動変速機の油温を検出する油温検出手段を備え、油温が予め設定した温度以下のときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減する。

【 0 0 1 1 】

また、第 3 の発明は、前記第 1 の発明において、前記エンジン出力トルク低減手段は、前記入力トルクと伝達可能トルクとを比較して、入力トルクが伝達可能トルクを超えたときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減する。または、エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減するようにエンジン制御手段に要求信号を送出する。

【 0 0 1 2 】

また、第 4 の発明は、前記第 2 の発明において、前記エンジン出力トルク低減手段は、前記極低温域のうちの低温側である超低油温域では、一定の変速比を維持し続ける。

【 0 0 1 3 】

また、第 5 の発明は、前記第 1 ないし第 4 の発明のいずれか一つにおいて、前記自動変速機は、プライマリプーリとセカンダリプーリで V ベルトを挟持する無段変速機であって、前記油圧検出手段が前記プライマリプーリまたはセカンダリプーリに供給される油圧を検出し、前記トルク容量演算手段は、前記プーリに供給される油圧に基づいてプーリの推力を演算し、このプーリの推力と実際の変速比から伝達可能なトルクを演算する。

【 0 0 1 4 】

あるいは、前記自動変速機は、プライマリプーリとセカンダリプーリで V ベル

トを挾持する無段変速機であって、前記油圧検出手段が前記セカンダリプーリに供給される油圧を検出し、前記トルク容量演算手段は、セカンダリプーリに供給される油圧に基づいてセカンダリプーリの推力を演算し、このプーリの推力と実際の変速比から伝達可能なトルクを演算する。

【 0 0 1 5 】

【発明の効果】

したがって本発明は、実際の変速比と油圧から求めた伝達可能トルク（トルク容量）と、入力トルクの差に基づいてエンジン出力トルクの低減量を決定するようにしたので、走行条件の変化に応じてエンジン出力トルクの制限値を可変制御することが可能となり、過剰なトルクダウンを防いで自動変速機を備えた車両の運転性能を向上させることが可能となる。

【 0 0 1 6 】

さらに、極低温域でのトルクダウン量を可変制御することで、油量が確保しにくい状態での運転性を向上させることが可能となる。

【 0 0 1 7 】

また、入力トルクが伝達可能トルクを超えたときに、前記エンジン出力トルク低減手段の低減量に応じてエンジン出力トルクを低減することで、あらゆる運転条件で過剰なトルクダウンを防ぎ、運転性能を向上させることが可能となる。

【 0 0 1 8 】

また、自動変速機をVベルト式の無段変速機とすることで、Vベルトとプーリの滑りを防いで耐久性を向上させることが可能となる。

【 0 0 1 9 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【 0 0 2 0 】

図1は、自動変速機にVベルト式の無段変速機を採用した場合の概略構成図を示し、図2は油圧コントロールユニット及びCVTコントロールユニットの概念図をそれぞれ示す。

【 0 0 2 1 】

図 1 において、自動変速機としての無段変速機 5 はロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ 2、前後進切り替え機構 4 を介してエンジン 1 に連結され、一對の可変プーリとして入力軸側のプライマリプーリ 1 0、出力軸 1 3 に連結されたセカンダリプーリ 1 1 を備え、これら一對の可変プーリ 1 0、1 1 は V ベルト 1 2 によって連結されている。なお、出力軸 1 3 はアイドラギア 1 4 及びアイドラシャフトを介してディファレンシャル 6 に連結される。

【 0 0 2 2 】

無段変速機 5 の変速比や V ベルトの接触摩擦力は、C V T コントロールユニット 2 0 からの指令に応動する油圧コントロールユニット 1 0 0 によって制御され、C V T コントロールユニット 2 0 は、エンジン 1 を制御するエンジンコントロールユニット 2 1 から入力トルク情報や後述するセンサ等からの出力に基づいて変速比や接触摩擦力を決定し、制御する。なお、これらコントロールユニットは、マイクロコンピュータなどを主体に構成されている。

【 0 0 2 3 】

無段変速機 5 のプライマリプーリ 1 0 は、入力軸と一体となって回転する固定円錐板 1 0 b と、固定円錐板 1 0 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、プライマリプーリシリンダ室 1 0 c へ作用する油圧（プライマリ圧）によって軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 0 a から構成される。

【 0 0 2 4 】

セカンダリプーリ 1 1 は出力軸 1 3 と一体となって回転する固定円錐板 1 1 b と、この固定円錐板 1 1 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、セカンダリプーリシリンダ室 1 1 c へ作用する油圧（セカンダリ圧）に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 1 a から構成される。

【 0 0 2 5 】

ここで、プライマリプーリシリンダ室 1 0 c とセカンダリプーリシリンダ室 1 1 c は、等しい受圧面積に設定される。

【 0 0 2 6 】

エンジン 1 から入力された駆動トルクは、トルクコンバータ 2、前後進切り替え機構 4 を介して無段変速機 5 へ入力され、プライマリプーリ 1 0 から V ベルト

12を介してセカンダリプーリ11へ伝達され、プライマリプーリ10の可動円錐板10a及びセカンダリプーリ11の可動円錐板11aを軸方向へ変位させて、Vベルト12との接触半径を変更することにより、プライマリプーリ10とセカンダリプーリ11との変速比を連続的に変更することができる。

【0027】

無段変速機5の変速比及びVベルト12の接触摩擦力は油圧コントロールユニット100によって制御される。

【0028】

図2に示すように、油圧コントロールユニット100は、ライン圧を制御するレギュレータバルブ60と、プライマリプーリシリンダ室10cの油圧（以下、プライマリ圧）を制御する変速制御弁30と、セカンダリプーリシリンダ室11cへの供給圧（以下、セカンダリ圧）を制御する減圧弁61を主体に構成される。

【0029】

変速制御弁30はメカニカルフィードバック機構を構成するサーボリンク50に連結され、サーボリンク50の一端に連結されたステップモータ40によって駆動されるとともに、サーボリンク50の他端に連結したプライマリプーリ10の可動円錐盤10aから溝幅、つまり実変速比のフィードバックを受ける。

【0030】

ライン圧制御系は、油圧ポンプ80からの圧油を調圧するソレノイドを備えたレギュレータバルブ60で構成され、CVTコントロールユニット20からの指令（例えば、デューティ信号など）に応じて運転状態に応じた所定のライン圧PLに調圧する。

【0031】

ライン圧PLは、プライマリ圧を制御する変速制御弁30と、セカンダリ圧を制御するソレノイドを備えた減圧弁61にそれぞれ供給される。

【0032】

プライマリプーリ10とセカンダリプーリ11の変速比は、CVTコントロールユニット20からの変速指令信号に応じて駆動されるステップモータ40によ

って制御され、ステップモータ 4 0 に応動するサーボリンク 5 0 の変位に応じて変速制御弁 3 0 のスプール 3 1 が駆動され、変速制御弁 3 0 に供給されたライン圧 P L が調整されてプライマリ圧をプライマリプーリ 1 0 へ供給し、溝幅が可変制御されて所定の変速比に設定される。

【 0 0 3 3 】

なお、変速制御弁 3 0 は、スプール 3 1 の変位によってプライマリプーリシリンダ室 1 0 c への油圧の吸排を行って、ステップモータ 4 0 の駆動位置で指令された目標変速比となるようにプライマリ圧を調整し、実際に変速が終了するとサーボリンク 5 0 からの変位を受けてスプール 3 1 を閉弁する。

【 0 0 3 4 】

ここで、C V T コントロールユニット 2 0 は、図 1 において、無段変速機 5 のプライマリプーリ 1 0 の回転速度を検出するプライマリプーリ速度センサ 2 6、セカンダリプーリ 1 1 の回転速度（または車速）を検出するセカンダリプーリ速度センサ 2 7、セカンダリプーリのシリンダ室 1 1 c にかかるセカンダリ圧を検出する油圧センサ 2 8 からの信号と、インヒビタースイッチ 2 3 からのセレクト位置と、運転者が操作するアクセルペダルの操作量に応じた操作量センサ 2 4 からのストローク（または、アクセルペダルの開度）、油温センサ 2 5 から無段変速機 5 の油温を読み込んで変速比や V ベルト 1 2 の接触摩擦力を可変制御する。

【 0 0 3 5 】

C V T コントロールユニット 2 0 では、車速やアクセルペダルのストロークに応じて目標変速を決定し、ステップモータ 4 0 を駆動して実変速比を目標変速比へ向けて制御する変速制御部 2 0 1 と、入力トルクや変速比、油温、変速速度などに応じて、プライマリプーリ 1 0 とセカンダリプーリ 1 1 の推力（接触摩擦力）を制御するプーリ圧（油圧）制御部 2 0 2 から構成される。

【 0 0 3 6 】

プーリ圧制御部 2 0 2 は、入力トルク情報、プライマリプーリ回転速度とセカンダリプーリ回転速度に基づく変速比、油温からライン圧の目標値を決定し、レギュレータバルブ 6 0 のソレノイドを駆動することでライン圧の制御を行い、また、セカンダリ圧の目標値を決定して、油圧センサ 2 8 の検出値と目標値に応じ

て減圧弁 6 1 のソレノイドを駆動して、フィードバック制御（閉ループ制御）によりセカンダリ圧を制御する。

【 0 0 3 7 】

さらに、プリー圧制御部 2 0 2 では、無段変速機 5 の作動油の油温 T_{emp} が予め設定した極低温域（例えば、 -20°C 以下）にある場合には、作動油の粘度が大きくなっているため供給圧が上がらず、プライマリプリー 1 0 及びセカンダリプリー 1 1 の V ベルト 1 2 を挟持する力が不足して V ベルト 1 2 に滑りを生じる可能性があるため、この極低温域では このため、油温が所定の極低温（ -20°C 以下など）になると、エンジンコントロールユニット 2 1 にトルクダウンを要求し、エンジン出力を制限して入力トルクを低下させることで、V ベルト 1 2 の滑りを防止している。

【 0 0 3 8 】

このため、プリー圧制御部 2 0 2 では、検出した油温が極低温域であれば、油圧センサ 2 8 が検出した油圧（セカンダリ圧）と変速比（プリー比）に基づいてトルク容量（伝達可能なトルク）を求めるとともに、無段変速機 5 の入力トルクを求め、入力トルクとトルク容量の差に基づいてトルクダウン量を決定し、エンジンコントロールユニット 2 1 へトルクダウン要求値を送信するトルクダウン要求制御を行う。

【 0 0 3 9 】

エンジンコントロールユニット 2 1 では、C V T コントロールユニット 2 0 からのトルクダウン要求を受信すると、タイミングリタードや燃料噴射カットあるいは電子制御スロットル（図示せず）の閉弁等による吸入空気量の規制を行って、エンジン 1 の出力トルクを低減する。

【 0 0 4 0 】

なお、上記トルクダウン要求制御は、所定の極低温域、例えば、 -20°C から -35°C の範囲で実行される。

【 0 0 4 1 】

これは、 -20°C などの極低温よりさらに寒い極寒地においては、作動油の油温が例えば、 -40°C ～ -50°C になる場合がある。このような超低油温域では作

動油の粘度が非常に高くなってしまいうので、このようなときに変速制御を行って油量収支が不足することから大きくトルクダウンが必要となるため、変速制御は行わず、一定の変速比（例えば、最Lの變速比）を維持し続け、作動油の粘度がある程度まで低くなる温度に達したら（例えば、 -35°C 程度）、エンジン出力の制限制御を開始して変速を行う。

【 0 0 4 2 】

次に、CVTコントロールユニット20のプリー圧制御部202で行われるトルクダウン要求制御の一例について、図3のフローチャートを参照しながら詳述する。なお、図3のフローチャートは所定の周期、例えば、数十msec毎に実行されるものである。

【 0 0 4 3 】

まず、ステップS1では、上記各センサから、油温、プライマリプリー回転速度（入力軸回転速度）、セカンダリプリー回転速度（出力軸回転速度または車速）、セカンダリ圧をそれぞれ読み込む。

【 0 0 4 4 】

ステップS2では、油温がトルクダウン要求制御を行う所定の温度領域の下限（例えば、 -35°C ）を超えているか否かを判定し、 -35°C を超えていればステップS3に進む一方、 -35°C 以下の超低油温域極では、ステップS12へ進んで、超低油温域の制御を行う。

【 0 0 4 5 】

-35°C を超えた場合のステップS3では、油温がトルクダウン要求制御を行う所定の温度領域の上限（例えば、 -20°C ）以下であるか否かを判定し、トルクダウン要求制御を実行する予め設定した極低温域にあれば、ステップS4以降の制御を行う一方、油温が所定の極低温域になれば、ステップS11の通常の制御へ進む。

【 0 0 4 6 】

所定の極低温領域であるステップS4では、プライマリプリー回転速度とセカンダリプリー回転速度の比から実際の変速比（またはプリー比）を求める。

【 0 0 4 7 】

ステップ S 5 では、検出したセカンダリ圧にセカンダリプーリ 1 1 の油室 1 1 c の受圧面積を乗じて、セカンダリプーリ 1 1 が V ベルト 1 2 を挟持する推力（セカンダリ推力）を求める。

【 0 0 4 8 】

ステップ S 6 では、図 4 に示すマップから、上記変速比とセカンダリプーリ 1 1 の推力に基づいて、無段変速機 5 のトルク容量を求める。

【 0 0 4 9 】

図 4 のマップは、変速比をパラメータとしてセカンダリ推力の大きさに応じたトルク容量を予め設定したもので、セカンダリ推力と変速比で決まるトルク容量がユニットの強度限界を超えないように設定する。なお、このマップから求めたトルク容量に、所定の安全率を乗じておいても良く、部品の経年劣化等に関わらず V ベルト 1 2 の滑りを確実に防ぐことができる。

【 0 0 5 0 】

次に、ステップ S 7 では、エンジンコントロールユニット 2 1 から入力トルク情報を読み込んで、エンジン 1 の出力トルクを求める。この入力トルク情報は、例えば、目標エンジントルク、実エンジントルクから構成される。なお、入力トルク情報が燃料噴射パルス幅（燃料噴射量）及びエンジン回転速度などから構成されるときは、これらの情報よりエンジン出力トルクを算出する。なお、エンジン 1 の特性図を備えている場合は、アクセルペダル操作量とエンジン回転速度からエンジン出力を推定しても良い。

【 0 0 5 1 】

ここでは、エンジンコントロールユニット 2 1 からの目標エンジントルクをエンジン出力トルクとして読み込む。

【 0 0 5 2 】

ステップ S 8 では、上記ステップ S 7 で求めたエンジン出力トルクを、トルクコンバータ 2 のコンバータ状態や油圧ポンプ 8 0 の運転状態に基づいて補正し、実際にプライマリプーリ 1 0 へ入力されるトルクとなるように補正して、入力トルクを演算する。

【 0 0 5 3 】

すなわち、トルクコンバータ 2 のロックアップクラッチが解放されたコンバータ状態では、トルクコンバータ 2 のトルク比に基づいてエンジン出力を補正して入力トルクとする。なお、ロックアップ状態の場合は、エンジン出力と入力トルクは等しくなる。

【 0 0 5 4 】

また、油圧ポンプ 8 0 を駆動するために消費されたトルクを、入力トルクから差し引く。油圧ポンプ 8 0 がトルクコンバータ 2 のポンプ側（エンジン側）に連結されている場合、油圧ポンプ 8 0 の駆動トルクは、エンジン回転速度と供給圧（ライン圧）、作動油の油温等から求めればよい。

【 0 0 5 5 】

トルクコンバータ 2 のトルク比及び油圧ポンプ 8 0 の駆動トルクによりエンジン出力トルクを補正することで、プライマリプーリ 1 0 へ実際に入力されるトルクが得られる。

【 0 0 5 6 】

次に、ステップ S 9 では、上記ステップ S 6 で求めたトルク容量とステップ S 8 で求めた入力トルクの差からトルクダウン量を算出する。

【 0 0 5 7 】

例えば、トルク容量を T_m 、プライマリプーリ 1 0 の入力トルクを T_i 、トルクダウン量を ΔT_d とすると、

$$\Delta T_d = (T_i - T_m) \times k \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 k は安全率で、予め設定した定数である。

【 0 0 5 8 】

そして、ステップ S 1 0 では、トルクダウン量 ΔT_d を要求値としてエンジンコントロールユニット 2 1 へ送信する。

【 0 0 5 9 】

なお、ステップ S 1 2 の超低油温域では、ライン圧などの目標値を所定の最大値（max 値）とし、上述のように変速比を最 L o などの所定値に固定するとともに、トルクダウン量は 0、換言すれば、エンジントルクを制限しない値としてからステップ S 1 0 に進む。

【 0 0 6 0 】

また、ステップ S 1 1 の通常の制御では、油圧制御及び変速制御ともに正常に行うことができるので、油温に基づくトルクダウン量は 0 としてから、ステップ S 1 0 の処理を行う。

【 0 0 6 1 】

以上の制御により、作動油の油温が極めて低い極低温状態で、粘度が高く変速に必要な油量が確保できない状態では、実際の変速比とセカンダリ圧から求めたトルク容量と、入力トルクの差に基づいてトルクダウン量 ΔT_d を決定するようにしたので、前記従来例のように常時一定のトルクダウン量を設定する場合に比して、走行条件の変化に応じてエンジン出力トルクの制限値を可変制御することが可能となり、過剰なトルクダウンを防いで極低温域での車両の運転性能を向上させることが可能となる。

【 0 0 6 2 】

例えば、図 5 で示すように、油温が -35°C 未満でエンジン出力トルクが一定の状態では、極めて油温が低いトルクダウン要求制御域以外では、油の粘度が高くて変速に必要な油量の確保が保証できないため、変速を禁止する超低油温域の制御により運転を行い、機関の暖機により油温が上昇しライン圧なども上昇し、変速に必要な油量が確保できる粘度となる所定の下限温度 (-35°C) を超えた時間 t_1 から変速制御及びトルクダウン要求制御が開始される。

【 0 0 6 3 】

時間 t_1 では、実際の入力トルクとトルク容量の差から求めたトルクダウン量 ΔT_d が決定され、エンジンコントロールユニット 2 1 に送出されてエンジン出力トルクの制限が開始され、無段変速機 5 の入力トルクはトルク容量未満に抑制されて、V ベルト 1 2 の滑りを確実に抑制できる。

【 0 0 6 4 】

そして、運転の継続により油温が上昇し、実油圧が上昇するにつれてトルク容量も徐々に増大していき、変速制御に必要な油量及び入力トルクに対する容量を容易に確保できるようになる。このとき、油温の上昇に応じたトルク容量の増大

につれて、トルクダウン量 ΔT_d は徐々に減少していき、エンジン出力を有効に利用して走行を行うことが可能となり、前記従来例のようにトルクダウン量が一定の場合に比して、走行性能を大幅に向上させることができる。

【 0 0 6 5 】

さらに油温が上昇して、トルクダウン要求制御領域の上限温度（ -20°C ）になると、トルクダウンが終了してエンジン出力トルクは通常の制御に復帰する。このとき、油温の上昇により無段変速機 5 のトルク容量は充分大きくなっているため、Vベルト 1 2 の滑りを防いで通常の変速制御を行うことができる。

【 0 0 6 6 】

図 6 は、第 2 の実施形態を示し、前記第 1 実施形態の図 3 のステップ S 3 を削除して、トルクダウン要求制御の上限温度を撤廃するとともに、トルクダウン要求の実行を判定するステップ S 2 1 を付加したもので、その他の構成は前記第 1 実施形態と同様である。

【 0 0 6 7 】

ステップ S 1、S 2 では、上記各センサより検出値を読み込んでから、油温がトルクダウン要求制御が可能な所定の温度領域の下限（例えば、 -35°C ）を超えているか否かを判定し、この下限温度を超えていればステップ S 4 以降に進む。なお、油温が極低油温域を下回る（ -35°C 以下）超低油温域の場合には、ステップ S 1 2 で上述の超低油温域の制御を行う。

【 0 0 6 8 】

ステップ S 4 ～ S 8 では、前記第 1 実施形態と同様に、実変速比、セカンダリ推力、トルク容量、エンジン出力トルク、入力トルクの演算を行う。

【 0 0 6 9 】

次に、ステップ S 2 1 では、入力トルクがトルク容量を超えているか否かを判定し、入力トルクがトルク容量を超えていればステップ S 9 以降に進んでトルクダウン要求を行う一方、入力トルクがトルク容量以下であれば V ベルトに滑りを生じることがないので、ステップ S 1 1 で上記した通常の制御を行う。

【 0 0 7 0 】

上記制御により、油温が所定の下限温度を超え、かつ、入力トルクがトルク容

量を超えているときには、トルクダウン要求を実行してVベルト12の滑りを防ぐことができる。したがって、極低温域だけではなく、あらゆる運転状態においてトルクダウン量が過剰になるのを防ぎながらVベルト12の滑りを確実に防止して、走行性能の向上と無段変速機5の耐久性の向上を図ることができるのである。

【0071】

なお、上記各実施形態においては、Vベルト式の無段変速機5に適用した場合を示したが、摩擦締結要素と遊星歯車機構からなる自動変速機へ適用することでもでき、この遊星歯車式の自動変速機に本発明を適用することにより、油温の極低温域では油量の不足などによる摩擦締結要素の滑りを防ぎながら、過剰なトルクダウンを抑制して走行性能の向上を図ることが可能となる。

【0072】

また、上記トルクダウン要求制御に、エンジン回転速度の規制を組み合わせても良く、例えば、レンジ信号がNまたはPのときには、エンジン回転速度が予め設定した値を超えないように、CVTコントロールユニット20がエンジン回転速度の低減要求を送出しても良く、N-DセレクトやN-Rセレクト時のVベルト12の滑りを確実に防止することができる。

【0073】

さらに、上記各実施形態においては、エンジンに駆動されて自動変速機への油圧を供給する油圧供給手段の一例として油圧ポンプ80を示したが、かかる油圧供給手段はモータ等により駆動されるようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の一実施形態を示すVベルト式無段変速機の概略構成図である。

【図2】

同じくCVTコントロールユニットと油圧コントロールユニットの概略構成図である。

【図3】

CVTコントロールユニットで行われるトルクダウン要求制御の一例を示すフ

ローチャート。

【図 4】

セカンダリプーリの推力と変速比に応じたトルク容量のマップである。

【図 5】

油温とトルクダウン量、油圧、入力トルク及びトルク容量と時間の関係を示すグラフである。

【図 6】

第 2 実施形態を示し、C V T コントロールユニットで行われるトルクダウン要求制御の一例を示すフローチャート。

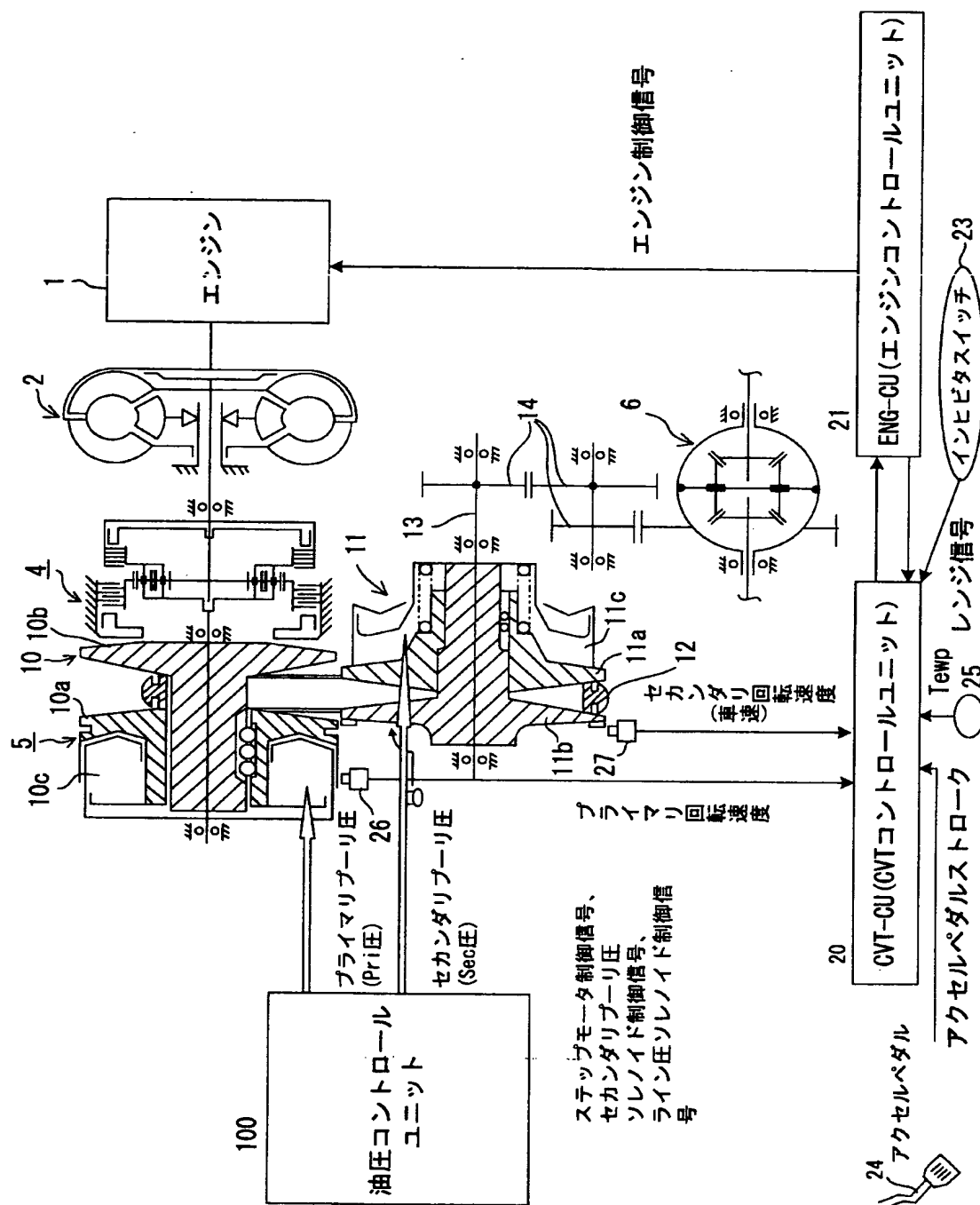
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 5 無段変速機
- 1 0 プライマリプーリ
- 1 1 セカンダリプーリ
- 2 1 エンジンコントロールユニット
- 2 0 C V T コントロールユニット
- 2 8 油圧センサ

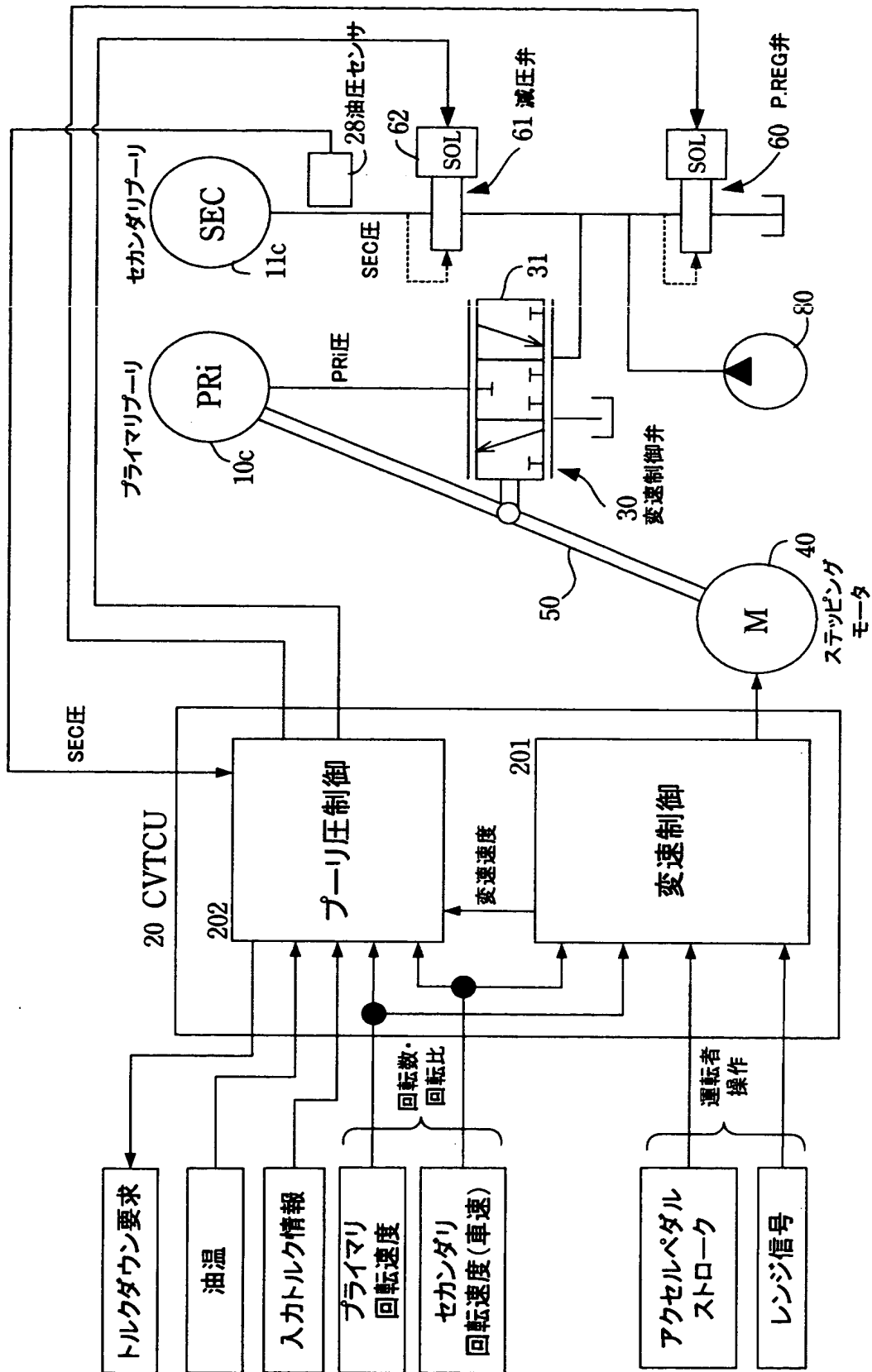
【書類名】

図面

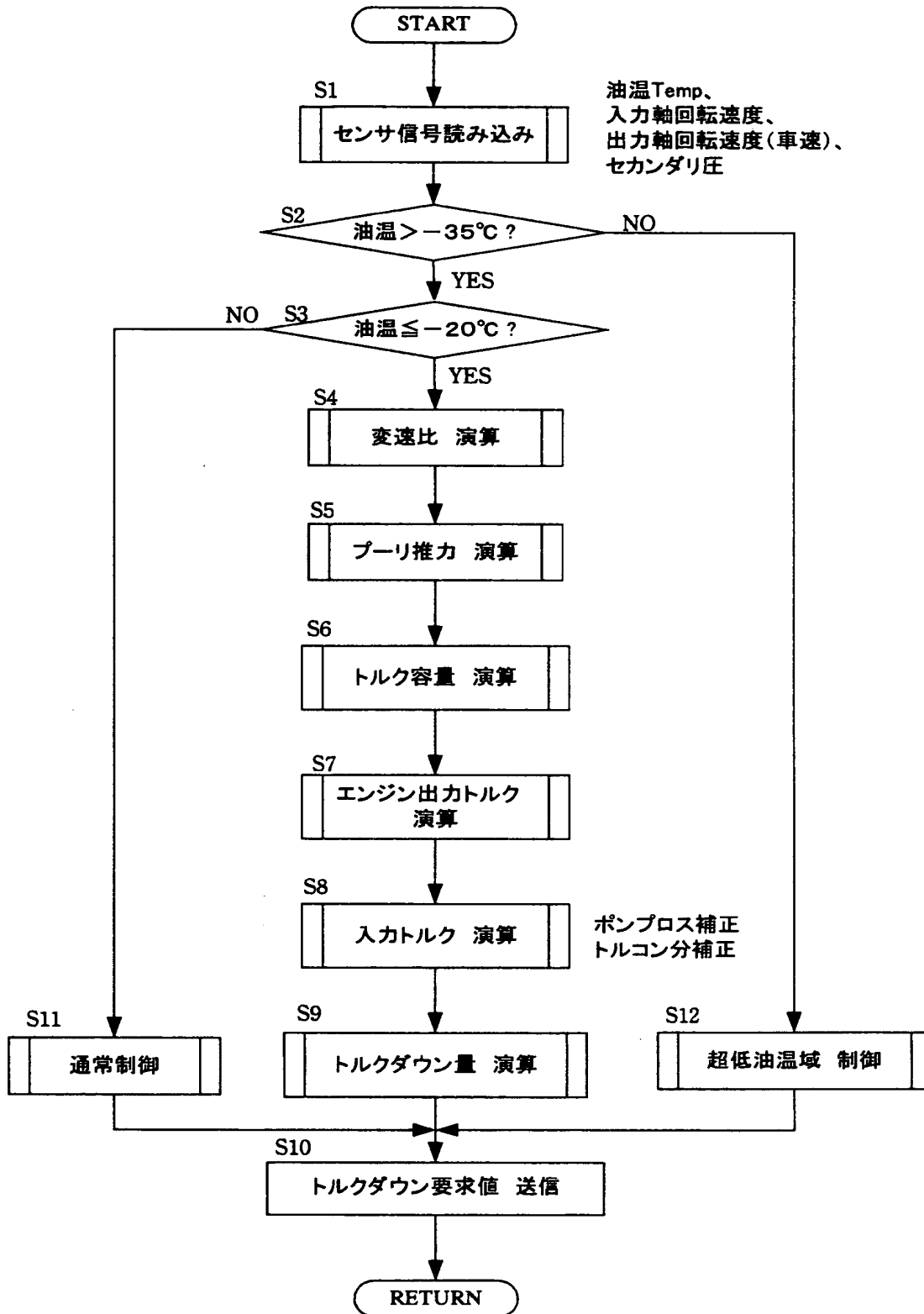
【図 1】



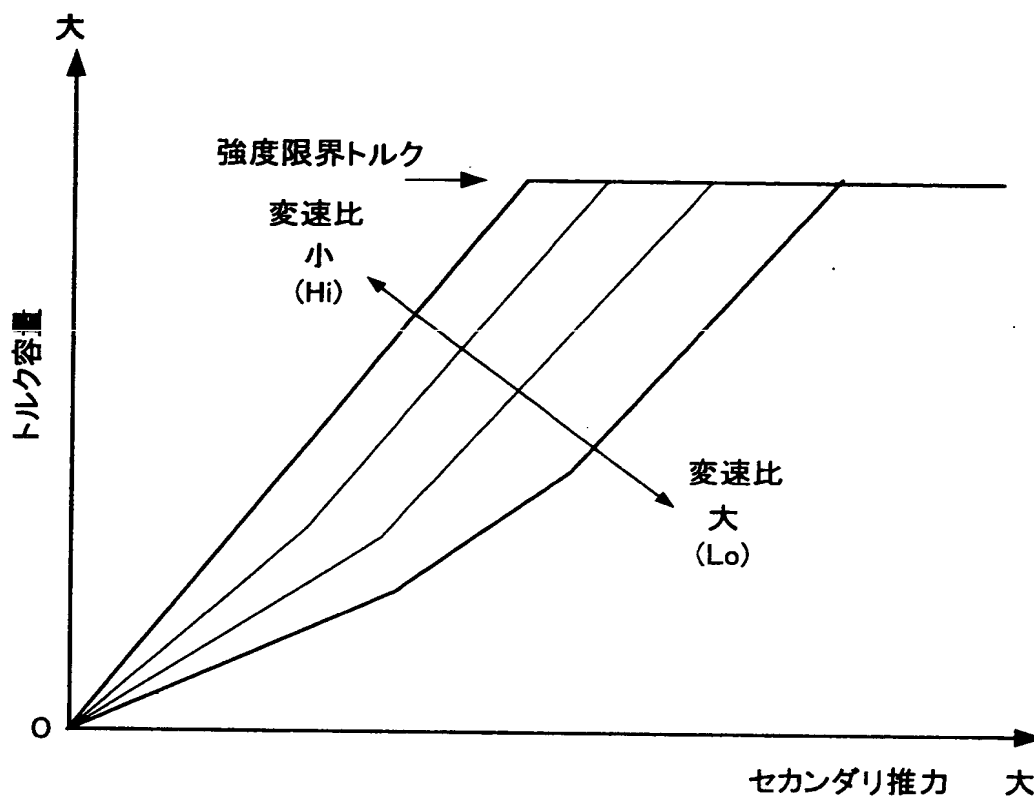
【図 2】



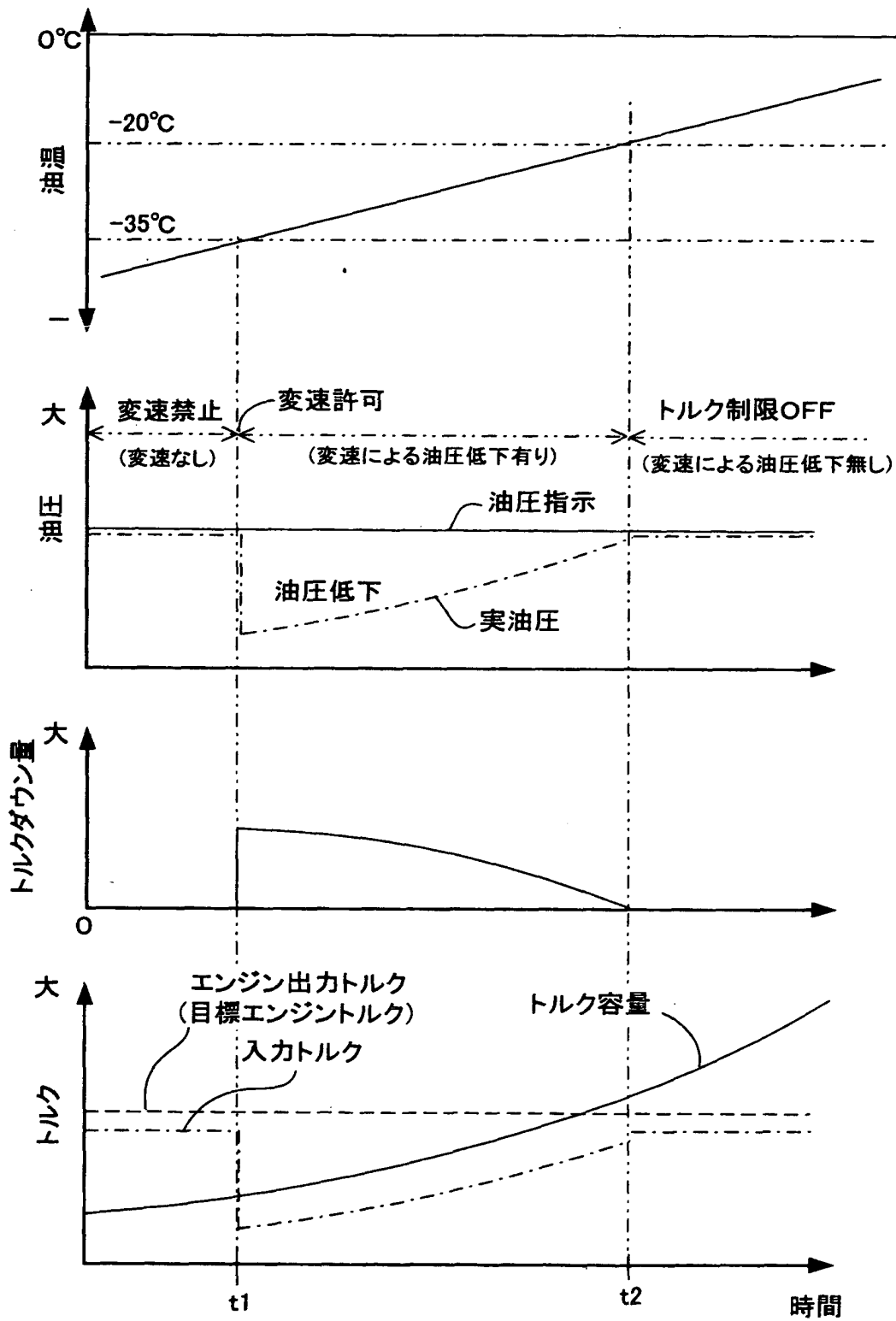
【図 3】



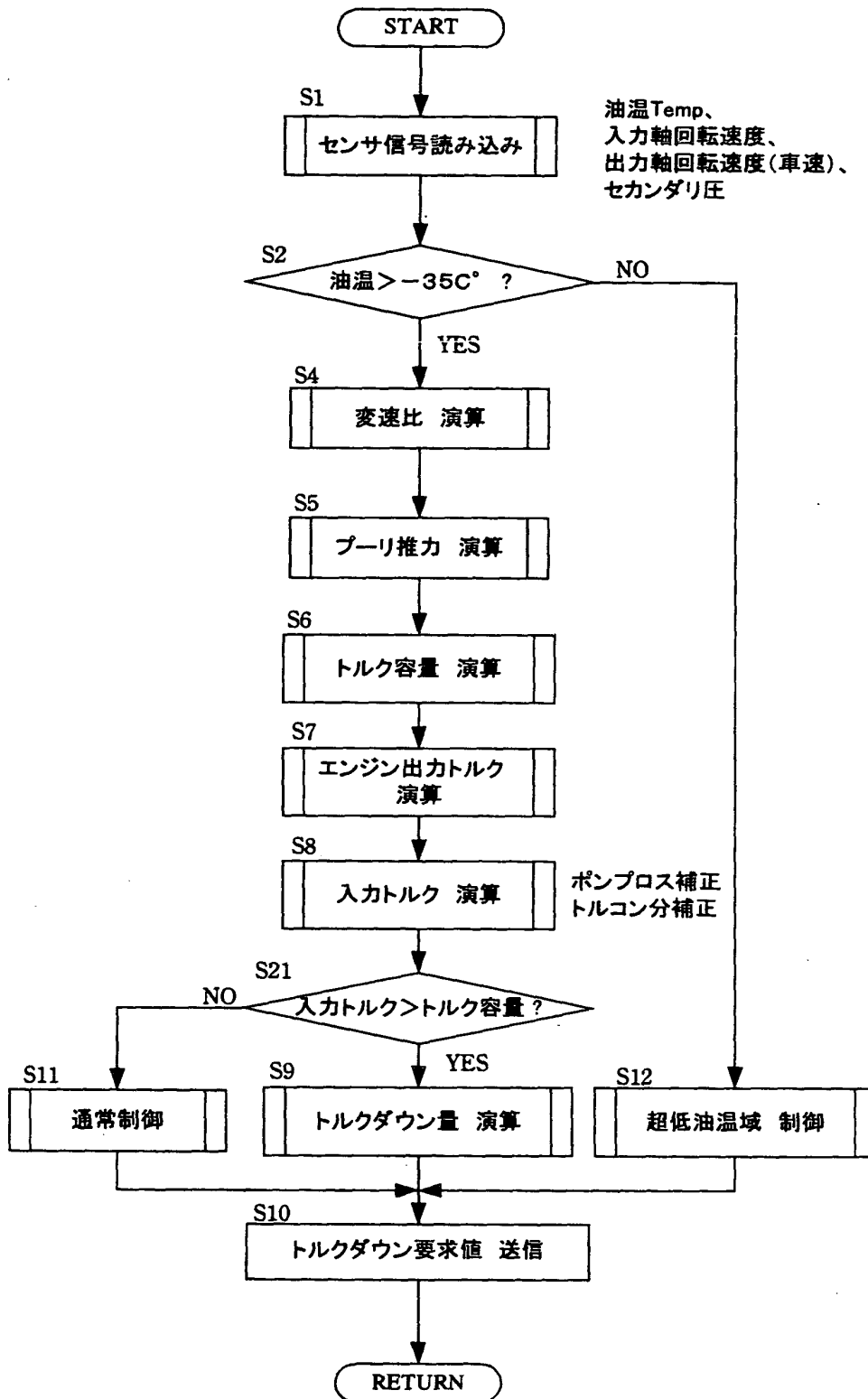
【図 4】



【図5】



【図 6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 油量が確保しにくい極低温時の自動変速機の運転性を向上させることを目的とする。

【解決手段】 自動変速機の実際の変速比を検出する実変速比検出手段（S 4）と、油圧供給手段からの油圧を検出する油圧検出手段（S 5）と、実際の変速比と油圧に基づいて自動変速機が伝達可能なトルクを演算するトルク容量演算手段（S 6）と、自動変速機の入力トルクを演算する入力トルク演算手段（S 8）と、この入力トルクと伝達可能トルクの差からエンジン出力トルクの低減量を演算するトルクダウン量演算手段（S 9）とを備え、エンジン出力トルクの低減量に応じてエンジン出力トルクを低減する。

【選択図】 図 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日
[変更理由] 名称変更
住 所 静岡県富士市今泉700番地の1
氏 名 ジャトコ株式会社